

TORQUE TRANSMISSION DEVICE**Publication number:** JP62286838**Publication date:** 1987-12-12**Inventor:** TAKEMURA TOJI; OKUBO TAKASHI**Applicant:** NISSAN MOTOR**Classification:**

- **International:** B60K17/348; B60K17/35; F16D31/02; B60K17/348;
B60K17/35; F16D31/02; (IPC1-7): B60K17/348;
F16D31/06

- **European:** B60K17/35B; F16D31/02

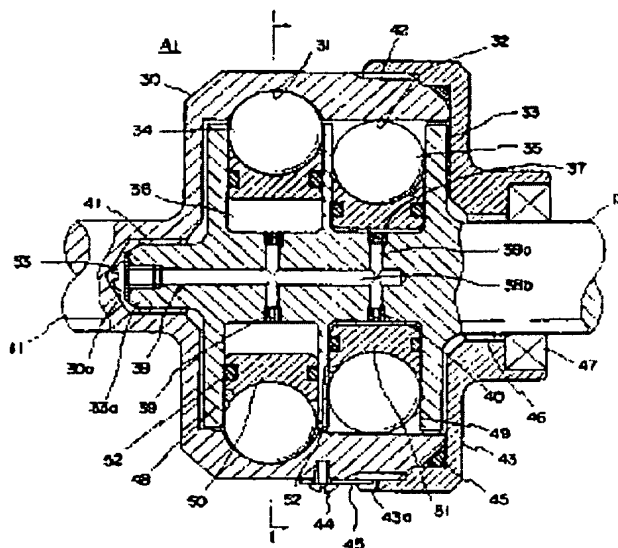
Application number: JP19860129424 19860604**Priority number(s):** JP19860129424 19860604**Also published as:**
 US4932510 (A)

Report a data error here

Abstract of JP62286838

PURPOSE: To improve the torque transmission effect by integrally forming the first and the second turning members onto the input and output shafts and installing the cam bodies which move in reciprocation in the radial direction when the both members revolve relatively and the fluid chambers whose volume is varied, accompanied with the reciprocative movement.

CONSTITUTION: When a relative revolution is generated between the first turning member 30 and the second turning member 33, cam bodies 34 and 35 which contact the peripheries of cam surfaces 31 and 32 move in reciprocation in the radial direction in accordance with each shape of the cam surfaces 31 and 32. Each volume of the fluid chambers 36 and 37 varies, accompanied with the reciprocating movement, and a fluid pressure is generated by the fluid resistance due to the orifices 39 and 40, and the cam bodies 34 and 35 are pushed onto the cam surfaces 31 and 32. Therefore, the torque corresponding to the relative revolution speed difference between the both turning members 30 and 33 is transmitted. Therefore, as the car speed is higher, so the transmission torque generated by the centrifugal force is added, and the stable torque transmission effect can be obtained.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

⑫ 公開特許公報(A)

昭62-286838

⑤Int.Cl.⁴B 60 K 17/348
F 16 D 31/06

識別記号

庁内整理番号

B-7721-3D
8211-3J

④公開 昭和62年(1987)12月12日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全15頁)

⑭発明の名称 トルク伝達装置

⑰特 願 昭61-129424

⑱出 願 昭61(1986)6月4日

⑲発明者	竹村 統治	横浜市神奈川区宝町2番地	日産自動車株式会社内
⑲発明者	大久保 孝	横浜市神奈川区宝町2番地	日産自動車株式会社内
⑰出願人	日産自動車株式会社	横浜市神奈川区宝町2番地	
⑲代理人	弁理士 平田 義則	外1名	

日付 年月 日

1. 発明の名称

トルク伝達装置

2. 特許請求の範囲

1) 相対回転可能な入出力軸間に設けられ、前記両軸の回転速度差に応じた量の流体を流動させる流量発生手段を備え、前記流体の流動抵抗により前記入出力軸間の伝達トルクが制御されるトルク伝達装置において、

前記流量発生手段が、入出力軸の一方と一体的に形成され内周部にカム面を有する第1回転部材と、入出力軸の他方と一体的に形成され前記カム面内に挿入される第2回転部材と、該第2回転部材に支持されると共に前記カム面と周接し前記両回転部材の相対回転時に径方向に往復動するカム体と、該カム体の往復動に伴ない体積変化する複数の流体室と、第2回転部材に形成され各流体室間をオリフィスを介して連結する流体路と、によって構成されていることを特徴とするトルク伝達装置。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、四輪駆動車等の多輪駆動車の駆動力配分装置や、左右輪の差動装置や、左右輪の差動を制限する差動制限装置等として用いられるトルク伝達装置に関する。

(従来技術)

従来トルク伝達装置としては、例えば、特開昭60-116529号公報に記載されているような装置が知られている。

この従来装置は、前輪に駆動力を伝達する第1の回転軸と、後輪に駆動力を伝達する第2の回転軸と、前記第1と第2の回転軸の連結手段として使用され、かつ第1と第2の回転軸の回転速度差によって駆動されると共に回転速度差に応じた油量を吐出する油圧ポンプとからなる四輪駆動用連結装置において、油圧ポンプの吐出口と吸込口側油路間に油流通制御手段を有する副油路を設けたことを特徴とする。

また、従来トルク伝達装置としては、例え

ば、特公昭54-4134号公報に記載されているような装置も知られている。

この従来装置は、静止ハウジング内にジャーナルされた第1回転部材、前記ハウジング内に伸び前記第1回転部材に回転可能に連結された入力回転部材、前記第1回転部材に隣接して同軸に配置された第2回転部材、前記ハウジング内に伸び前記第2回転部材に回転可能に連結された第1出力回転部材、前記入力部材に回転可能に連結された第2出力回転部材、前記回転部材間を連結し予め決められた流体圧力条件下で入力部材からの入力トルクを選択した割合で前記第1出力回転部材に伝達し入力部材から伝達されたトルクの残りの量を第2出力回転部材に伝達する流体手段、及び前記流体手段が前記出力部材に伝達するトルクの割合を調整する作動を行なうための予め決められた流体圧力条件を調整する選択手段から成る。

(発明が解決しようとする問題点)

しかしながら、前者の従来装置(特開昭60-116529号)にあっては、以下に述べるよう

油圧が発生せず、従って四輪駆動車にこの従来装置を用いた場合には、極めて大きな車輪スリップが発生しないことにはトルク伝達効果が望めない。

また、後者の従来装置(特公昭54-4134号)にあっては、以下に述べるような問題点がある。

④ 流体手段のカム面114を内側の回転部材の外周面に形成している為、外側の回転部材の内周面にカム面を形成する場合と比べて、カム面全体の径寸法が小さく、カム面の加工精度を上げるのが困難であるし、十分な流量を発生させる為にはカム面の凹凸段差を大きくしなくてはならないが、カム面の全体径寸法が小さい為、凹凸段差がなめらかにならず、回転時にピストン頭部との衝突音が発生してしまう。

⑤ 流動抵抗が回転速度差とは無関係にチェックバルブにより決定される為、わずかに回転速度差が発生する高摩擦係数路での旋回時にも4輪駆動状態(6輪駆動状態)になってしまい、タイト

な問題点があった。

① 回転中心軸から半径方向に大きく離れた位置であるカムリング20b側の回転ハウジングに油圧制御回路21が形成されている為、高車速時等で回転ハウジングが高回転する時には、油路を流通する作動油やリリーフ弁に遠心力が作用し、この遠心力作用で油圧ポンプでの発生油圧レベルが所望する油圧レベルに達しなかったり、逆に油圧レベルが高過ぎてしまったりして安定したトルク伝達効果を望めない。

② 回転ハウジングに油圧制御回路21が形成されている為、この油圧制御回路21が回転ハウジングのマスアンバランスの原因となり、高車速時等で回転ハウジングが高回転する時には、振れ回り振動が発生してしまう。

③ また、公報図面に示されるように、回転速度差に応じた油量を吐出する油圧ポンプとしてベーンポンプが用いられている為、回転速度差が小さい領域では油のリーク(ベーンポンプは一般にシール性確保が困難である)を考慮すると十分な

コーナブレーキ現象が発生してしまう。

⑥ また、カム面114に対し径方向外側から接触するようにピストン124が配置されている為、高車速時等でピストン124が設けられている第1回転部材90が高回転する時は、ピストン124に作用する遠心力がカム面114との接触力を低下させる方向に働き、一般に車速が高ければ高いほど4輪駆動側の駆動力配分が好ましいにもかかわらず、この従来装置でのトルク伝達特性は、高車速時であるほど伝達トルクが小さくなる特性を示す。

(問題点を解決するための手段)

本発明は、上述のような問題点を解決することを目的とし、この目的達成のために本発明では、相対回転可能な入出力軸間に設けられ、前記両軸の回転速度差に応じた量の流体を流動させる流量発生手段を備え、前記流体の流動抵抗により前記入出力軸間の伝達トルクが制御されるトルク伝達装置において、前記流量発生手段が、入出力軸の一方と一体的に形成され内周部にカム面を有する

第1回転部材と、入出力軸の他方と一体的に形成され前記カム面内に挿入される第2回転部材と、該第2回転部材に支持されると共に前記カム面と周接し前記両回転部材の相対回転時に径方向に往復動するカム体と、該カム体の往復動に伴ない体積変化する複数の流体室と、第2回転部材に形成され各流体室間をオリフィスを介して連結する流体路と、によって構成されていることを特徴とする手段とした。

(作用)

従って、本発明のトルク伝達装置では、上述のような手段としたため、第1回転部材と第2回転部材との間に相対回転が生じると、カム面と周接しているカム体がカム面の形状に応じて径方向に往復動し、カム体の往復動に伴ない体積変化する流体室ではオリフィスによる流動抵抗により流体圧が発生し、カム体がこの流体圧によりカム面に押し付けられることで、両回転部材の相対回転速度差に応じたトルクが伝達される。

そして、カム体が設けられる第2回転部材の絶対

回転速度が大きい時、すなわち高車速時にはカム体に作用する遠心力がカム面への押し付ける力を増大させるように働くため、トルク伝達特性としては、相対回転速度差に応じて伝達トルクが高まると共に、車速が高車速である程、遠心力により発生する伝達トルク分が付加される特性を示す。

(実施例)

以下、本発明の実施例を図面により詳述する。尚、この実施例を述べるにあたって、四輪駆動車のエンジン駆動力伝達系に設けられるトルク伝達装置を例にとる。

まず、第1実施例のトルク伝達装置A1を第1図～第3図に示す図面に基づいて説明する。

第1実施例のトルク伝達装置A1は、第3図に示すように、前輪駆動をベースにした四輪駆動車の後輪駆動系の途中に、センターディファレンシャルと、後輪への駆動力配分制御装置を兼用する装置として設けられている。

実施例装置A1が適用される四輪駆動車の駆動系は、前輪駆動系として、エンジン1、トランス

ミッション(クラッチを含む)2、フロントディファレンシャル3、フロントドライブシャフト4、5、フロントドライブシャフトジョイント6…、前輪7、8を備えていて、後輪駆動系として、トランスファギヤトレーン9、フロントプロペラシャフト10、センタプロペラシャフト(入力軸)11、トルク伝達装置A1、リヤプロペラシャフト(出力軸)12、プロペラシャフトジョイント13…、センターベアリング14、リヤディファレンシャル15、リヤドライブシャフト16、17、リヤドライブシャフトジョイント18…、後輪19、20を備えている。

前記フロントディファレンシャル3は、トランスミッション2の最終段ギヤ21と、前記フロントドライブシャフト4、5との間に介装された前輪7、8の差動装置である。

前記トランスファギヤトレーン9は、前記フロントディファレンシャル3のデフケース22からエンジン駆動力を後輪19、20側へ取り出す駆動力分割装置で、このトランスファギヤトレーン

9と前記フロントディファレンシャル3と共にトランスアクスルケース23に納められている。

前記リヤディファレンシャル15は、前記リヤプロペラシャフト12と、リヤドライブシャフト16、17との間に介装された後輪19、20の差動装置である。

第1実施例のトルク伝達装置A1の構成を説明する。

第1実施例装置A1は、第1図及び第2図に示すように、ドライブハウジング(第1回転部材)30、第1カム面(カム面)31、第2カム面(カム面)32、ドリブンハウジング(第2回転部材)33、第1ドライビングボール(カム体)34、第2ドライビングボール(カム体)35、第1油室(流体室)36、第2油室(流体室)37、油路(流体路)38、第1オリフィス(オリフィス)39、第2オリフィス(オリフィス)40を主要な構成としている。

前記ドライブハウジング30は、入力軸であるセンタプロペラシャフト11と一体に形成される

部材で、その内周部には、互いの長径（または短径）が直交する楕円形による第1カム面31と第2カム面32とが形成されている。

尚、ドライブハウジング30のセンタリング孔部30aと、前記ドリブンハウジング33のセンタリング軸部33aとの間にはパイロットプッシュ41が圧入されている。

また、ドライブハウジング30の開口端部には、ネジ結合（ネジ部42）によりハウジングカバー43が設けられている。

前記ハウジングカバー43は、ネジ部42側の端部に切欠部43aを有し、この切欠部43aにはドライブハウジング30にネジ止め（止めネジ44）された回り止めプレート45が嵌合されている。また、ハウジングカバー43とドライブハウジング30との間には油洩れ防止のためにオーリング45が挟み込まれている。さらに、ハウジングカバー43とリヤプロペラシャフト12との間にはプッシュ46が圧入されており、このプッシュ46の外側にはオイルシール47が圧入され

51とで形成されている。

前記油路38は、前記ドリブンハウジング33に形成され、各油室36、37間を、各シリンダ穴48、49に対応して設けられた各オリフィス39、40を介して連結させている。

尚、油路38は、各シリンダ穴48、49の底部に孔設された径方向油路38aと、ドリブンハウジング33の軸心に孔設された軸方向油路38bとで構成され、軸方向油路38bの端部から油が注入され、油注入後にシール付ナット53により密封される。

油の封入された前記各油室36、37の容積は、ドライブハウジング30とドリブンハウジング33との相対回転により各々の容積は変化するが、合計容積としては一定となるように前記各カム面31、32の形状が設定されている。

また、前記オリフィス40は、前記径方向油路38aの入口部にネジ嵌合により設けられていて、中心部にオリフィス孔が開孔されると共に、ネジ締め込みのためのスリットが切られている。

ている。

前記ドリブンハウジング33は、前記ドライブハウジング30の両カム面31、32内に挿入状態で配置され、出力軸であるリヤプロペラシャフト12と一体に形成される。

このドリブンハウジング33には、放射半径方向に等間隔でそれぞれ4個所に第1シリンダ穴48…と第2シリンダ穴49…とが形成され、両シリンダ穴48、49には、第1ピストン50…と第2ピストン51とがシールリング52により油密状態で設けられると共に、該両ピストン50、51とは組で第1ドライビングボール34…と第2ドライビングボール35…とが支持されている。前記第1ドライビングボール34及び第2ドライビングボール35は、周方向に45度ズレた位置で前記各カム面31、32に間接し、前記ドライブハウジング30とドリブンハウジング33との相対回転時に往復動し、この往復動に伴ない体積変化する第1油室36…及び第2油室37…が、前記両シリンダ穴48、49と両ピストン50、

次に、第1実施例の作用を説明する。

(イ) 回転速度差 ΔN の発生がない時

乾燥アスファルト路等を低・中速で直線走行する場合等であって、前後輪に回転速度差 ΔN が発生しない時は、ドライブハウジング30とドリブンハウジング33とに相対回転がなく、両ドライビングボール34、35が径方向に往復動しない為、トルク伝達装置A1による後輪19、20側への伝達トルク ΔT の発生がなく、エンジン駆動力は前輪7、8のみに伝達される前輪駆動状態となる。

しかしながら、前後輪に回転速度差 ΔN が発生しない時であっても、高速道路を高速直進走行する場合には、後輪19、20の回転に伴って高速回転するドリブンハウジング33に設けられている両ドライビングボール34、35及び両ピストン50、51には遠心力 F_c が作用し、この遠心力 F_c によって両ドライビングボール34、35が両カム面31、32に押し付けられることになり、この遠心力 F_c により、第4図に示すよう

に、伝達トルク ΔT_{co} が発生することになる。
尚、遠心力 F_c は、

$$F_c = \frac{m \cdot v^2}{r}$$

m : 質量 (ボール及びスリーブ)

r : 回転中心軸から質量重心までの距離

v : ドリブンハウジング回転速度

であり、回転速度 v 、すなわち車速 V の2乗に比例して発生する。

従って、高速道路等での高速直進走行時には、後輪19、20側への伝達トルク ΔT_{co} が発生して4輪駆動状態となり、高速直進安定性を高めることができる。

(ロ) 回転速度差 ΔN の発生時

アクセルペダルを急踏みしでの発進時や加速時、あるいは雨路や雪路や泥ねい地等での走行時であって、駆動輪である前輪7、8がスリップし、前後輪に回転速度差 ΔN を生じた場合には、ドライブハウジング30とドリブンハウジング33とに相対回転が発生し、この相対回転により両カム面31、32に周接する両ドライビングボール34、35は径方向に往復動し、この往復動のうち回転軸中心に向かうことで各油室36、37の容積を縮小させようとする時には、各オリフィス39、40による流動抵抗で油室36、37内の圧力が高まり、この発生油圧とピストン50、51の受圧面積とを掛け合せた油圧力がドライビングボール34、35をカム面31、32に押し付ける力となり、この押し付け力によって後輪19、20側への伝達トルク ΔT が発生する。

尚、後輪19、20側への伝達トルク ΔT は、回転速度差 ΔN が大きければ大きい程、オリフィス39、40の前後圧力差も大きくなることから、第4図の実線に示すように、2次関数曲線であらわされる伝達トルク特性を示し、車速 V が高い程、遠心力による伝達トルク ΔT_{co} が付加された特性を示す。

従って、前輪7、8がスリップした場合には、前輪7、8のスリップ度合に応じて、自動的に前輪駆動状態から4輪駆動状態へと駆動力配分が制御されることになり、発進性や加速性の向上、雨

路や雪路での走破性向上、及び泥ねい地での脱出性向上を図ることができる。

また、低速での小旋回時にも前後輪の旋回走行軌跡の差で、前後輪にわずかの回転速度差 ΔN が生じるが、この時には後輪19、20側への伝達トルク ΔT が小さな状態である為、前後輪の回転速度差 ΔN はトルク伝達装置A1で吸収され(センタディファレンシャル機能)、タイトコーナブレーキ現象の発生が防止される。

また、高速旋回時においては、前後輪に大きな回転速度差 ΔN が生じ、後輪19、20側への伝達トルク ΔT が高い4輪駆動状態となる為、駆動力とコーナリングフォースとの関係から限界旋回性能(コーナリング時の限界速度)が高まる。

以上説明してきたように、第1実施例のトルク伝達装置にあっては、以下に述べるような効果が得られる。

① 両カム面31、32に対し径方向内側から両ドライビングボール34、35が接触するように配置されている為、ドリブンハウジング33が高

回転する時に前記両ドライビングボール34、35及び両ピストン50、51に作用する遠心力 F_c で、前後輪に回転速度差 ΔN の発生がない時でも高車速時に所定の伝達トルク ΔT_{co} が発生するし、回転速度差 ΔN の発生時には伝達トルク ΔT_{co} が付加されたトルク伝達特性、すなわち回転速度差 ΔN と車速 V とに対応したトルク伝達特性(第4図)を得ることができる。

② 相対回転する回転部材のうち、内側に配置されるドリブンハウジング33に両油室36、37及び油路38が形成されている為、ドリブンハウジング33が高回転する時に両油室36、37及び油路38を流通する作動油に対する遠心力影響がほとんど発生せず、安定したトルク伝達特性が得られると共に、振れ回りの原因となることもなく、油路38がコンパクトにドリブンハウジング33の回転軸部に形成される。

③ 構造的にショックアブソーバタイプであり両油室36、37のシール性は、シールリング52だけで油のリークを防止する高いシール性が確保

される為、低い回転速度差 ΔN の領域でもトルク伝達特性に従って伝達トルク ΔT を発生させることができる。

④ 阿カム面31、32をドライブハウジング30の内周部に形成させている為、阿カム面31、32の全体の径を大きくとることができ、これによってカム面31、32を精度良く加工できると共に、カム面31、32の凹凸がなめらかなになるので、回転速度差 ΔN が大であってもカム面31、32とドライビングボール34、35の衝突音発生を防止できる。

次に、第5図～第8図に示す第2実施例について説明する。

第2実施例のトルク伝達装置A2は、第8図に示すように、前輪駆動をベースにした四輪駆動車の後輪駆動系の途中に、センターディファレンシャルと、後輪への駆動力配分制御装置と、軸継手とを兼用する装置として設けられている。すなわち、フロントプロペラシャフト（入力軸）10とリヤプロペラシャフト（出力軸）12との

して、ドライブハウジング60の外周に切られた溝60aにカシメによって取り付けられるもので、このカバー67のセンター部にはインロー67aが設けられフロントプロペラシャフト10とのセンタリングが出来るようになっているし、このカバー67とドライブハウジング60には他の部品との接続用ボルト穴69が数箇所設けられている。

また、前記ドライブハウジング60の他端部にも同様に、シール材70を介して、ブーツリテーナ71がドライブハウジング60の溝60bにカシメられている。

尚、ブーツリテーナ71の端部には、バンド72によってブーツ73が取り付けられており、また、このブーツ73の他の端部には、ドライブハウジング60とドリブンハウジング62とが相対回転しても振れることがないように、内面にブッシュ74が接着されているし、さらに、軸方向及び屈曲方向に両ハウジング60、62が動いても、ゴムの力や内部圧力の変化により外れること

間に、プロペラシャフトジョイントの1つとして第2実施例装置A2が設けられる。

尚、第2実施例装置A2が適用される四輪駆動車の駆動系の他の構成については第1実施例と同様であるので、図面に同一符号を付して説明を省略する。

第2実施例のトルク伝達装置A2の構成を説明する。

第2実施例装置A2は、第5図～第7図に示すように、ドライブハウジング（第1回転部材）60、カム面61、ドリブンハウジング（第2回転部材）62、ドライビングボール（カム体）63、油室（流体室）64、油路（流体路）65、オリフィス66を主要な構成としている。

前記ドライブハウジング60は、入力軸であるフロントプロペラシャフト10がハウジングカバー67を介して一体的に設けられる部材で、その内周部には、六角状のなめらかな凹凸面によるカム面61が形成されている。

前記ハウジングカバー67は、シール材68を介

がないように、スペーサ75とスナップリング76とで止められている。そして、ブーツ73の端部には、回転時のシールをするため、オイルシール77が取り付けられている。

前記ドリブンハウジング62は、前記ドライブハウジング60のカム面61内に挿入状態で配置され、出力軸であるリヤプロペラシャフト12がドリブンハウジングシャフト78に一体的に取り付けられる。

このドリブンハウジング62には、放射半径方向に等間隔で8箇所にシリンダ穴79…が形成され、該シリンダ穴79にはピストン80がシールリング81により油密状態で設けられると共に、ピストン80…とは組でドライビングボール63が支持されているし、ドリブンハウジング62の外周球面62aは前記カム面の最小内径部に滑合して両ハウジング60、62の軸心が偏心しないようにしている。

前記ドライビングボール63は、前記カム面61に周接し、両ハウジング60、62の相対回転時

に往復動し、この往復動に伴ない体積変化する油室64が、前記シリンダ穴79とピストン80とで形成されている。

前記油路65は、前記ドリブンハウジング62に形成され、各油室64間を、各シリンダ穴79に対応して設けられたオリフィス66を介して連結させている。

尚、油路65は、各シリンダ穴79…の底部に孔設された吸込側径方向油路65a及び吐出側径方向油路65bと、ドリブンハウジング62の軸心に孔設された軸方向油路65cとで構成されている。

前記吸込側径方向油路65aには、吸込方向のみの油流通を許すチェックバルブ82が設けられ、他方の吐出側径方向油路65bにはネジ止めによるオリフィス66が設けられ、両径方向油路65a、65bをY字状に交差させている。

前記軸方向油路65cには、油封入容積の変化を吸収するエアーピストン83と、オイル密封プラグ84とが設けられていて、一方のエアーピスト

ン83は、Oリング87により密封状態で設けられ、内部に皿バネ85を入れた空気密封室86を有している。また、他方のオイル密封プラグ84は、Oリング87により密封状態で設けられ、スナップリング88により止められている。

また、前記ドリブンハウジングシャフト78の端部には、スプライン89とネジ90が形成されており、図外のコンパニオンフランジ等を介して、リヤプロペラシャフト12を連結するようにしている。

第2実施例のトルク伝達装置A2の作用を説明する。

作用のうち、前後輪の回転速度差 ΔN による後輪19、20側へのトルク伝達作用及び、高車速時の遠心力によるトルク伝達作用については第1実施例と同様であり、その効果も同様であるので説明を省略する。

ただし、この第2実施例では、継手機能が加わるために、油室65の容積変化を吸収するエアーピストン83が設けられている点においては、第

1実施例とは異なるので、このエアーピストン83による作用について以下に列挙する。

㊦ エアーピストン83は組立の際に、空気密封室86のエアーに圧力がかかり、さらに皿バネ85も携めた状態で組立てられる。従って、両ハウジング60、62の組付けの際に、ドライビングボール63が、ドリブンハウジング62の外周球面62'aより若干拡大したサイズとなるが、ドライビングボール63を押し込むことによって、組付け後は両ハウジング60、62の軸心ズレが生じない様に組付けることができる。

㊧ 各部の寸法公差によるバラツキ等を総合的に吸収する。

㊨ ドライビングボール63に極端に過大なトルクがかかると、ドライビングボール63は皿バネ85が平らになる所まで後退することが出来る為、トルク伝達系に生じる衝撃的なトルクのダンパーとなる。

㊩ 皿バネ85と空気密封室86は、両ハウジング60、62の軸心が屈曲角度をもったとき、内

部の軸を補給する作用をする。

㊪ ドライビングボール63その他各部の摺動部分の耐久による摩耗等の補正手段としても作用する。

次に、第9図及び第10図に示す第3実施例について説明する。

第3実施例のトルク伝達装置A3は、第2実施例装置A2と同様に、前輪駆動をベースにした四輪駆動車の後輪駆動系の途中に、センターディファレンシャルと、後輪への駆動力配分制御装置と、軸方向の摺動機能のみを有する軸継手と、を兼用する装置として設けられている。

尚、駆動系の図面及び説明は省略する。

第3実施例のトルク伝達装置A3の構成を説明する。

第3実施例装置A3は、第9図及び第10図に示すように、ドライブハウジング(第1回転部材)100、カム面101、ドリブンハウジング(第2回転部材)102、第1ピストンボール(カム体)103、第2ピストンボール(カム

体) 104、第1油室(流体室) 105、第2油室(流体室) 106、第1油路(流体路) 107、第2油路(流体路) 108、オリフィス109を主要な構成としている。

前記ドライブハウジング100は、入力軸であるフロントプロペラシャフト10がドライブハウジングシャフト110を介して一体的に設けられる部材で、その内周部には楕円状のカム面101が形成されている。

前記ドライブハウジングシャフト110は溶接(溶接部111)によりドライブハウジング100に固定されるもので、このハウジングシャフト110にはセンタリング孔部110aが形成され、ドリブンハウジングシャフト112のセンタリング軸部112aとの間にはパイロットブッシュ113が圧入されている。

また、ドライブハウジング100の他端部側には、シール材114を介してブーツリテーナ115がドライブハウジング100の溝100aにカシメられている。

トンボール103、104とで形成されている。尚、6個所に設けられた第1ピストンボール103…(第2ピストンボール104…)のうち、対向する2個のピストンボール103、103には、油封入容積の変化を吸収するエアーピストン120がダブルピストン構造により設けられていて、このエアーピストン120は、Oーリング121により密封状態であり、内部に皿バネ122を入れた空気密封室123を有し、スナップリング124により止められている。

前記油路107、108は、前記ドリブンハウジング102に形成され、隣り合う各油室105、106間を、各シリンダ穴117、118に対応して設けられたオリフィス109を介して周方向に連結させている。

第3実施例のトルク伝達装置A3の作用については、第1実施例装置A1と第2実施例装置A2の作用を併せた作用であり、説明を省略する。ただし、第3実施例装置A3では、両ハウジング100、102の軸方向相対変位は許容するが、

尚、ブーツリテーナ115には、挟持によりブーツ116が取り付けられている。

前記ドリブンハウジング102は、前記ドライブハウジング100のカム面101内に挿入状態で配置され、出力軸であるリヤプロペラシャフト12がスプライン結合(スプライン部125)でドリブンハウジングシャフト112に一体的に取り付けられる。

このドリブンハウジング102には、放射半径方向に等間隔でそれぞれに6個所の第1シリンダ穴117…と第2シリンダ穴118…が形成され、両シリンダ穴117、118の各々には第1ピストンボール103…と第2ピストンボール104…とがシールリング119により油密状態で設けられる。

前記両ピストンボール103、104は、前記カム面101に周接し、両ハウジング100、102の相対回転時に往復動し、この往復動に伴ない体積変化する第1油室105…と第2油室106…が、前記各シリンダ穴117、118と各ピス

屈曲方向の変位吸収作用は無い。

次に、第11図～第14図に示す第4実施例について説明する。

第4実施例のトルク伝達装置A4は、第14図に示すように、後輪駆動をベースにした四輪駆動車の前輪駆動系の途中に、左右前輪7、8のフロントディファレンシャルと、前輪7、8への駆動力配分制御装置を兼用する装置として設けられている。

すなわち、第4実施例装置A4は、トランスミッション2の最終段ギヤ21と、フロントドライブシャフト4、5との間に介装されている。

尚、他の駆動系の構成は、第1実施例と同様であるので、同一部分に同一符号を付して説明を省略する。

第4実施例のトルク伝達装置A4の構成を説明する。

第4実施例装置A4は、第11図～第13図に示すように、ドライブハウジング(第1回転部材)130、左側カム面(カム面)131、右側

カム面（カム面）132、左側ドリブンハウジング（第2回転部材）133、右側ドリブンハウジング（第2回転部材）134、左側ドライビングボール（カム体）135、右側ドライビングボール（カム体）136、左側油室（流体室）137、右側油室（流体室）138、左側油路（流体路）139、右側油路（流体路）140、左側オリフィス（オリフィス）141、右側オリフィス（オリフィス）142を主要な構成としている。

前記ドライブハウジング130は、入力軸である最終段ギヤシャフト143から最終段ギヤ21及びリングギヤ144を介して駆動力が入力される部材で、その内周部には、互いに同一形状の三角オニギリ形による左側カム面131と右側カム面132とが形成されている。

尚、このドライブハウジング130には、ハウジングカバー145がボルト146により取り付けられていて、このハウジングカバー145の端部とドライブハウジング130の端部は、トランスアクスルケース23に対してテーパローラベア

リング147、148により回転可能に支持されている。

前記左側ドリブンハウジング133及び右側ドリブンハウジング134は、前記ドライブハウジング130の両カム面131、132内に挿入状態で配置され、出力軸であるフロントドライブシャフト4、5に対しスプライン結合（スプライン部149、150）により取り付けられている。

この両ドリブンハウジング133、144のそれぞれには、放射半径方向に等間隔で12個所に左側シリンダ穴151…と右側シリンダ穴152…とが形成され、両シリンダ穴151、152には、左側ピストン153…と右側ピストン154…とがシールリング155により油密状態で設けられると共に、該両ピストン153、154とは組で左側ドライビングボール135…と右側ドライビングボール136…とが支持されている。

前記両ドライビングボール135、136は、前記カム面131、132に周接し、前記ハウジン

グ130とハウジング133、134の相対回転時に往復動し、この往復動に伴ない体積変化する左側油室137…及び右側油室138…が、前記両シリンダ穴151、152と両ピストン153、154とで形成されている。

前記油路139、140は、前記ドリブンハウジング133、134に形成され、各油室137、138間を、各シリンダ穴151、152のそれぞれに対応して設けられた2つのオリフィス141、142と2つのチェックバルブ156を介して連結させている。

第4実施例のトルク伝達装置A4の作用を説明する。

この第4実施例の場合も、第1実施例と同様に、前後輪に回転速度差 ΔN が生じた場合には、前輪7、8側への伝達トルク $\Delta T'$ が上昇するトルク伝達特性を示し、さらに、高車速時には遠心力による伝達トルク $\Delta T_c'$ が付加された特性を示し、第1実施例が前輪駆動状態→4輪駆動状態へと自動的に駆動力配分が変更されるのに対し、

第4実施例の場合には後輪駆動状態→4輪駆動状態へと自動的に駆動力配分が変更される。

尚、第4実施例の場合、左右前輪7、8に回転速度差が生じる時も伝達トルク $\Delta T'$ が発生するが、通常の旋回時には、回転速度差が小さい為、伝達トルク $\Delta T'$ も非常にわずかであり、左右前輪7、8の差動が吸収され、差動装置としての機能を果たす。

以上、本発明の実施例を図面により詳述してきたが、具体的な構成はこの実施例に限られるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲における設計変更等があっても本発明に含まれる。

例えば、本発明のトルク伝達装置は、実施例で示した適用例に限られるものではなく、後輪駆動ベースの四輪駆動車の前輪側プロペラシャフトの途中に設けたり、前輪駆動ベースの四輪駆動車のリヤディファレンシャルの代りに設けたり、左右輪や前後輪の差動制限装置として差動装置とは別に設けることもできる。

また、カム面やカム体の形状及び油路構成につ

いても実施例に限られるものではない。

また、伝達トルク容量の設定は、オリフィスの変更、カム体への受圧面積の変更、カム体の数、カム面によるストローク幅の変更等により適宜行なうことができる。

(発明の効果)

以上説明してきたように、本発明のトルク伝達装置にあっては、流量発生手段が、入出力軸の一方と一体的に形成され内周部にカム面を有する第1回転部材と、入出力軸の他方と一体的に形成され前記カム面内に挿入される第2回転部材と、該第2回転部材に支持されると共に前記カム面と周接し前記両回転部材の相対回転時に径方向に往復動するカム体と、該カム体の往復動に伴ない体積変化する複数の流体室と、第2回転部材に形成され各流体室間をオリフィスを介して連結する流体路と、によって構成されているため、以下に列挙する効果が得られる。

① 第1回転部材と第2回転部材との相対回転時の回転速度差に応じて高まると共に、車速が高車

速である程、遠心力により発生する伝達トルク分が付加されるトルク伝達特性が得られる。

② 相対回転する両回転部材のうち、内側に配置される第2回転部材に流体室及び流体路が形成される為、第2回転部材が高回転する時の流体に対する遠心力影響がほとんどなく、安定したトルク伝達特性が得られると共に、振れ回りの原因になることがなく、さらに流体路が第2回転部材の回転軸部にコンパクトに形成される。

③ 構造的にショックアブソーバタイプであり、流体室のシール性が容易に確保される為、流体のリークにより伝達トルクの発生がなかったり、伝達トルクが低下するのが抑えられる。

④ カム面を第1回転部材の内面部に形成させているため、カム径を大きくとることができ、これによって、カム面を精度良く加工できると共に、カム面の凹凸がなめらかになるので相対回転の回転速度差が大きい時でもカム体による衝突音の発生を防止できる。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明第1実施例のトルク伝達装置を示す縦断側面図、第2図は第1図I-I線による断面図、第3図は第1実施例装置を適用したエンジン駆動系を示す概略図、第4図は第1実施例装置でのトルク伝達特性図、第5図は第2実施例のトルク伝達装置を示す縦断側面図、第6図は第5図II-II線による断面図、第7図は第6図X方向矢視図、第8図は第2実施例装置を適用したエンジン駆動系を示す概略図、第9図は第3実施例のトルク伝達装置を示す縦断側面図、第10図は第9図III-III線による断面図、第11図は第4実施例のトルク伝達装置を示す縦断平面図、第12図は第11図IV-IV線による断面図、第13図は第12図Y方向矢視図、第14図は第4実施例装置を適用したエンジン駆動系を示す概略図である。

30…ドライブハウジング

(第1回転部材)

31…第1カム面(カム面)

32…第2カム面(カム面)

33…ドリブンハウジング

(第2回転部材)

34…第1ドライビングボール

(カム体)

35…第2ドライビングボール

(カム体)

36…第1油室(流体室)

37…第2油室(流体室)

38…油路(流体路)

39…第1オリフィス(オリフィス)

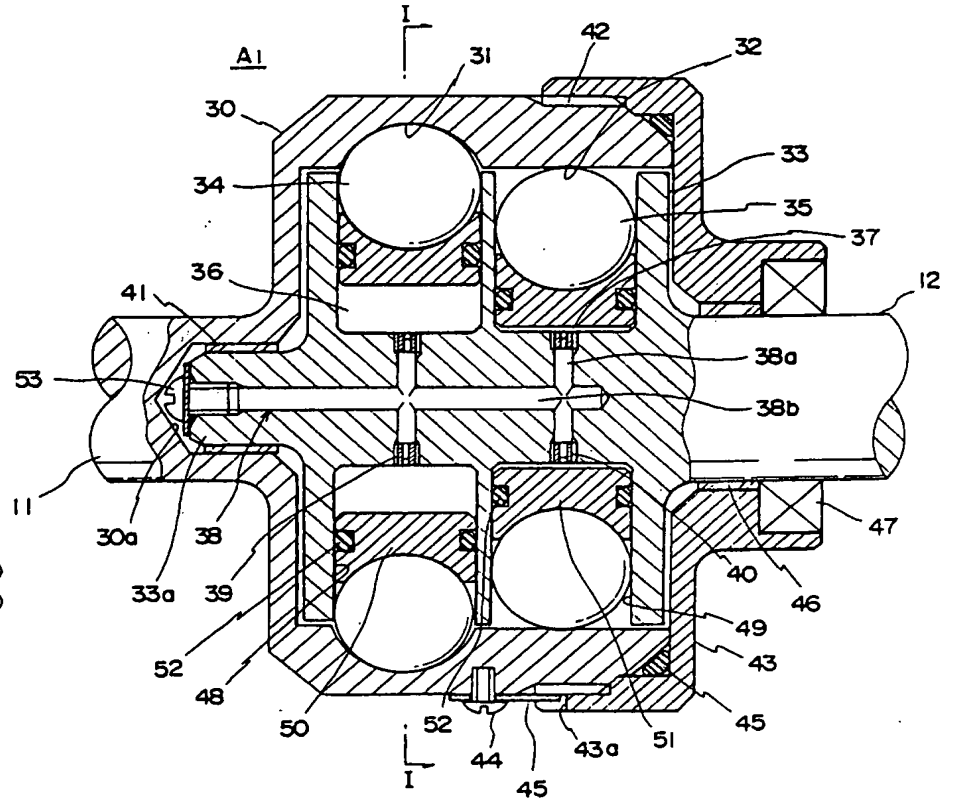
40…第2オリフィス(オリフィス)

特許出願人

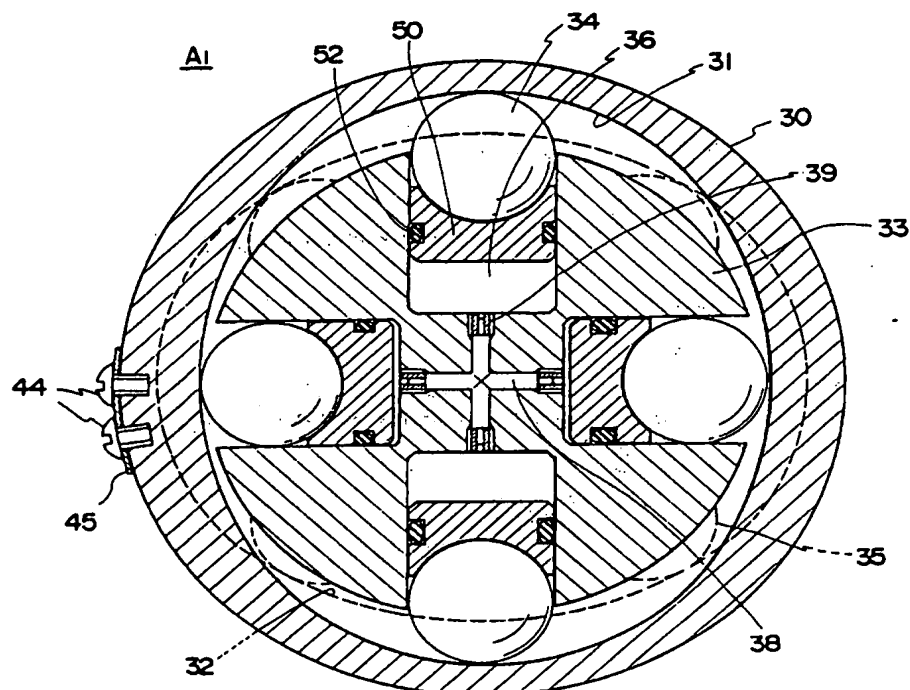
日産自動車株式会社

第1図

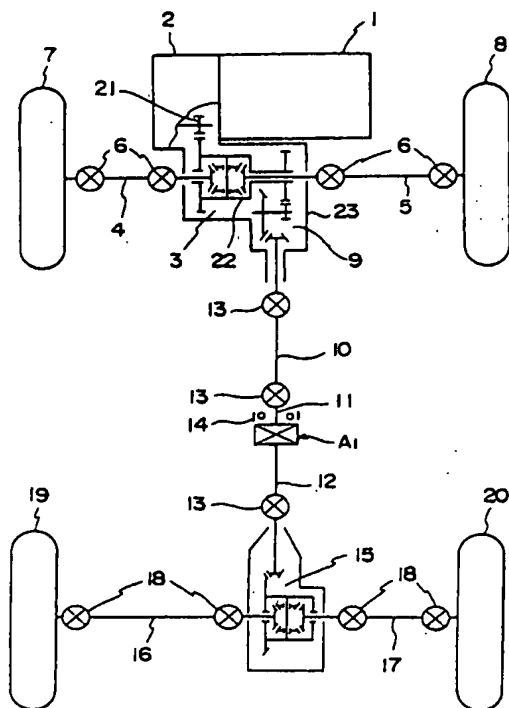
- 30...ドライブハウジング
(第1回転部材)
- 31...第1カム面(カム面)
- 32...第2カム面(カム面)
- 33...ドリブンハウジング
(第2回転部材)
- 34...第1ドライビングボール
(カム体)
- 35...第2ドライビングボール
(カム体)
- 36...第1油室(流体室)
- 37...第2油室(流体室)
- 38...油路(流体路)
- 39...第1オリフィス(オリフィス)
- 40...第2オリフィス(オリフィス)



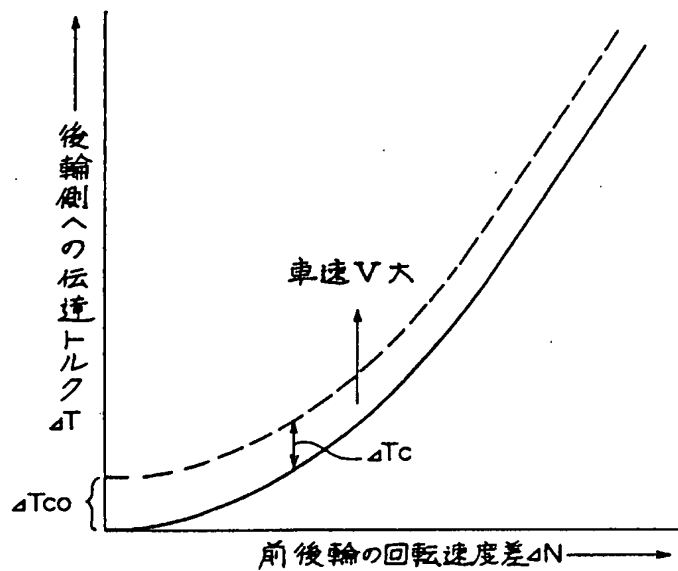
第2図



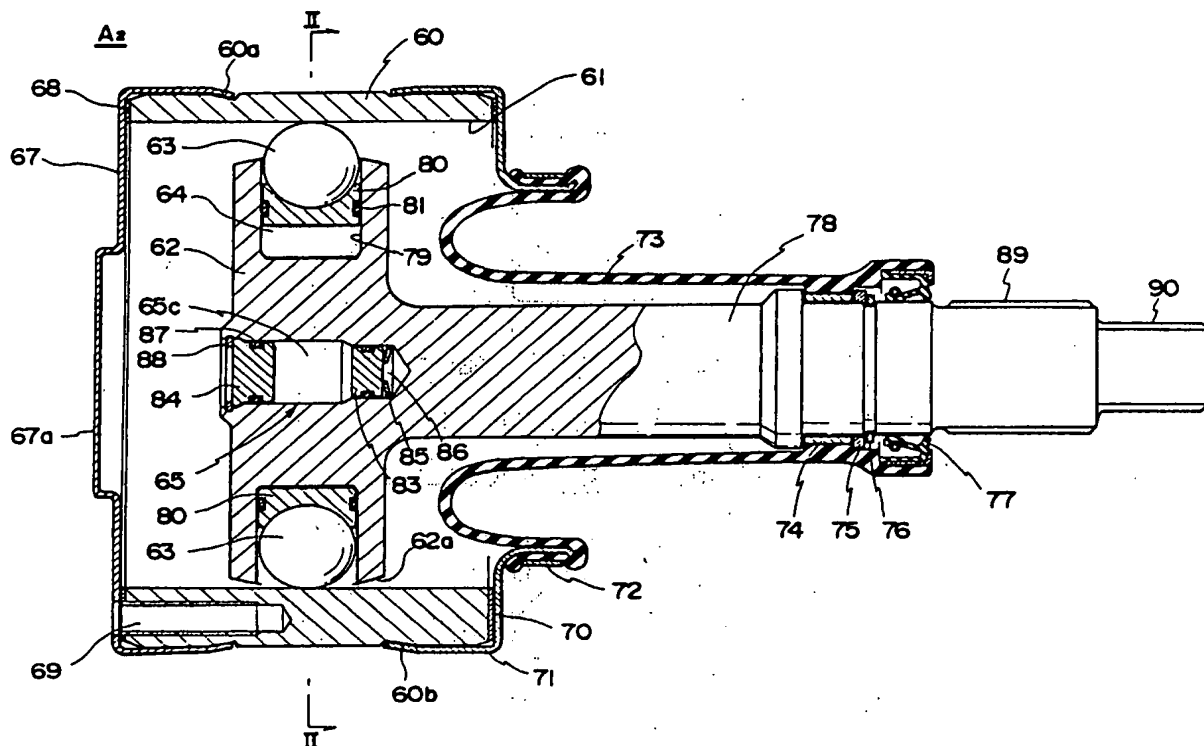
第3図



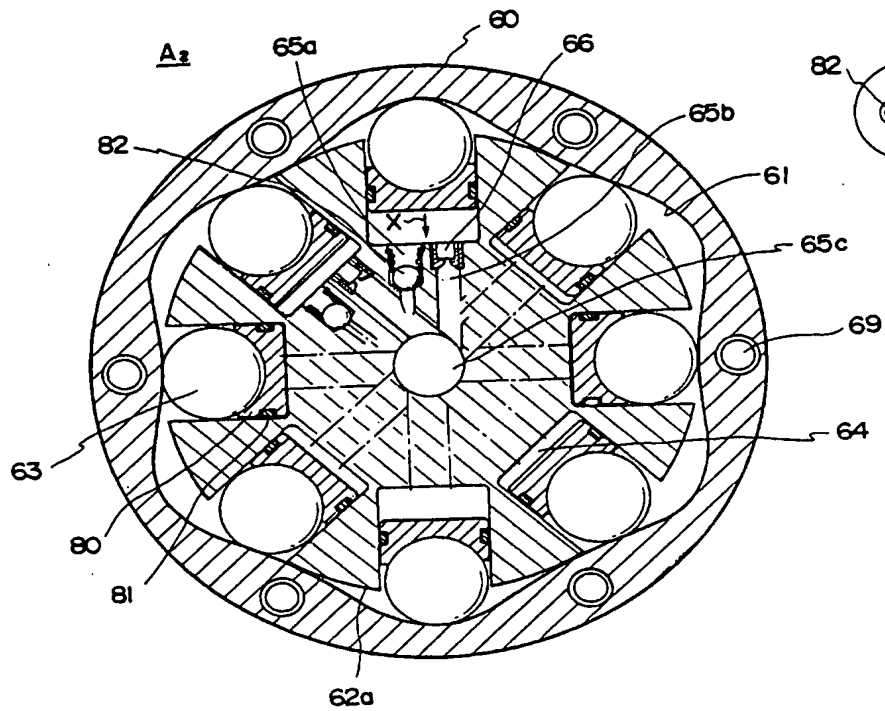
第4図



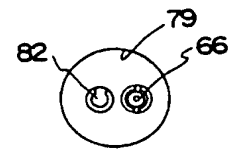
第5図



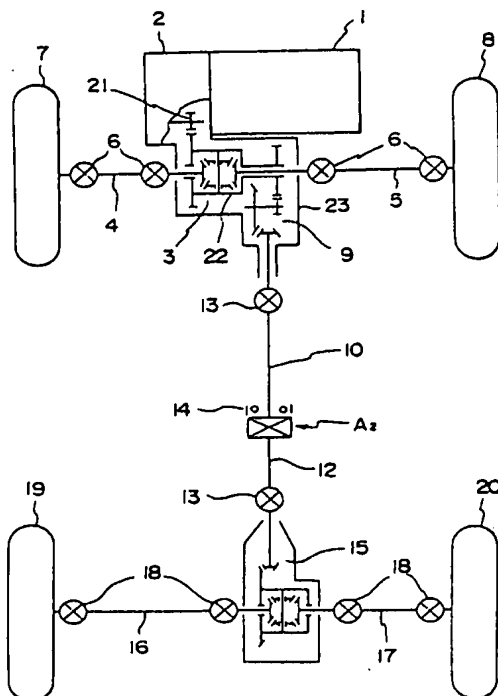
第 6 図



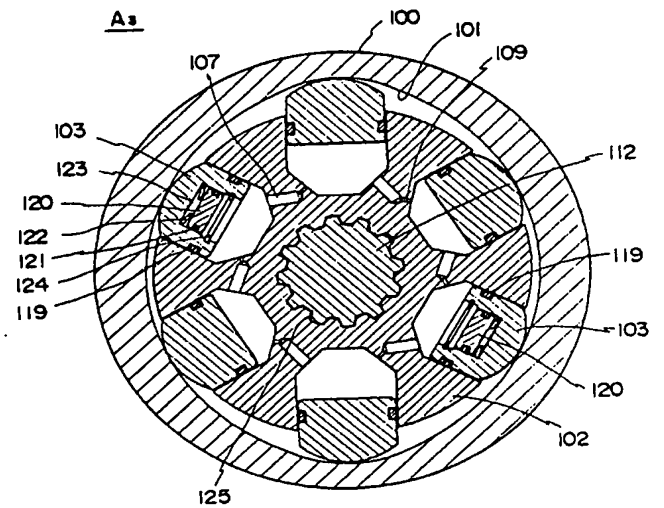
第7図



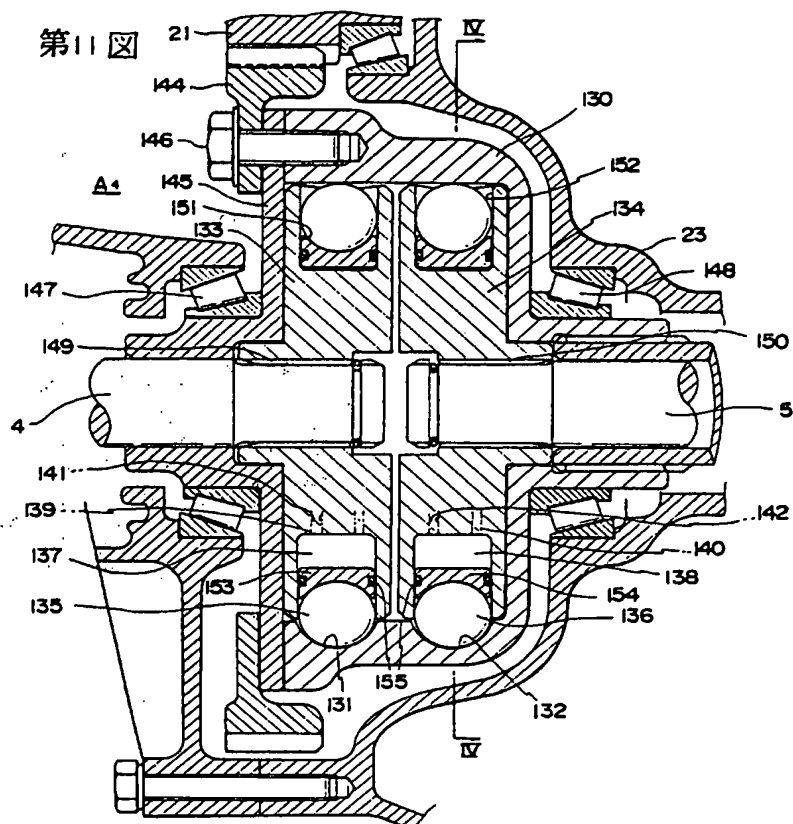
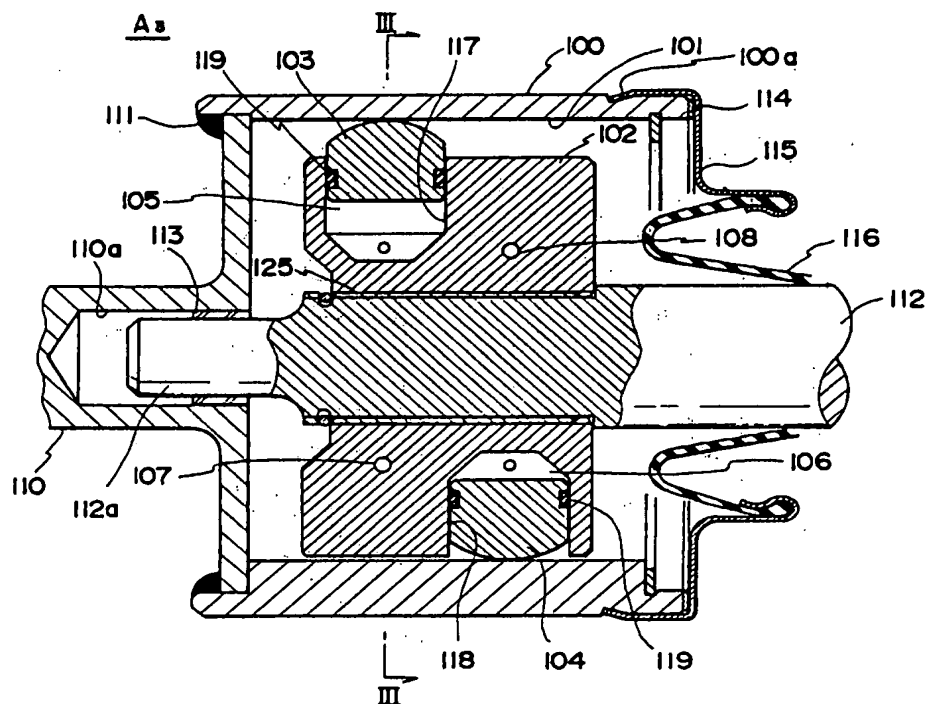
第8図



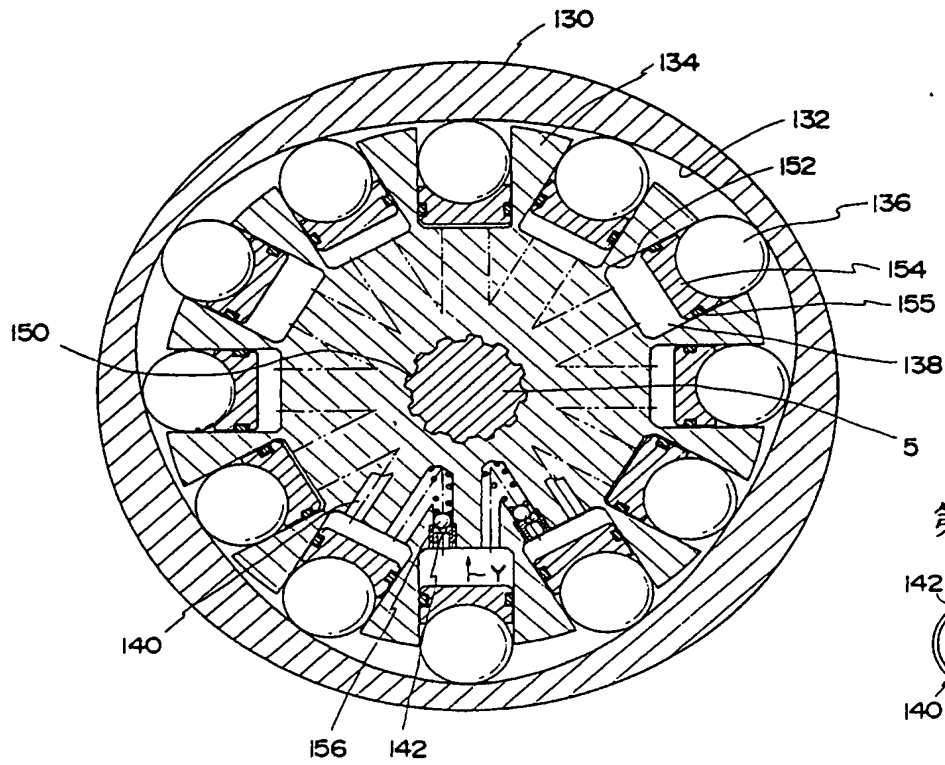
第10 図



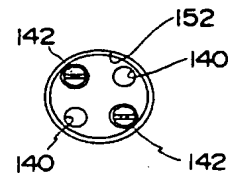
第9図



第12図



第13図



第14図

